

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## **Šroubový zvedák poháněný ručně přes kuželové soukolí**

### **Hand Driven Screw Jack Using Bevel Gears**

Student:

Tomáš Pešek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milan Výtisk

Ostrava 2010

## Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Pešek**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Šroubový zvedák poháněný ručně přes kuželové soukolí**  
**Hand Driven Screw Jack Using Bevel Gears**

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte a konstrukčně zpracujte ruční šroubový zvedák poháněný přes kuželové soukolí pomocí ráčny.

Zatížení šroubu  $Q = 100 \text{ kN}$ , zdvih  $H = 250 \text{ mm}$ , síla na páce  $300 \text{ N}$

Ráčna musí umožnit pohyb v obou směrech

Kuželový převod volte  $3 \pm 5\%$ .

2. Zpráva bude obsahovat:

- volbu materiálů
- návrh velikosti šroubu a matice
- určení potřebného krouticího momentu
- výpočet kuželového soukolí
- určení velikosti páky
- kontrolu ložiska
- kontrolu dalších namáhaných součástí.

3. Rozsah práce: cca 30 stran textu mimo přílohy.

Rozsah výkresové dokumentace:

- sestava šroubového zvedáku
- výrobní výkres kuželového pastorku.

Seznam doporučené odborné literatury:

LEINVEBER - VÁVRA.: *Strojnické tabulky*

KALÁB, K.: *Návrh a výpočet šroubového zvedáku*, Vysokoškolská příručka, Ostrava 2009

Katalog ložisek SKF

Firemní literatura, katalogy ( Simplex)

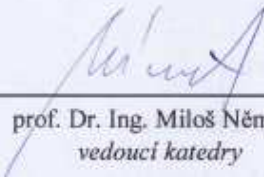
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Milan Výtisk**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....19. 5. 2010.....

.....*Pěšek*.....  
podpis studenta

### Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 19.5.2010



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Tomáš Pešek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Moravská Nová Ves, Kovářská 932, 691 55

## Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Milanu Výtiskovi za účinnou odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

V Ostravě dne 19.5.2010

  
.....

## **Anotace**

PEŠEK, T. *Šroubový zvedák poháněný ručně přes kuželové soukolí: diplomová (bakalářská) práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 35 s. Vedoucí práce: Výtisk, M.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem šroubového zvedáku poháněného ručně přes kuželové soukolí. V práci jsou uvedeny potřebné výpočty prvků sloužících pro správnou funkci zvedáku. Konkrétně se jedná o návrh a výpočet pohybového šroubu, určení rozměrů matice a kontrolu zvedacího ústrojí na vzpěr. Poté jsou určeny parametry pro výpočet a kontrolu ozubeného soukolí. Je proveden výpočet kroutících a ohybových momentů u šroubu a hřídele pastorku. Dále je zvolen vhodný typ páky, navrhnuťo pero a zkontrolován kritický průřez pod ním. Na závěr jsou navrhnuťa a zkontrolována ložiska. Součástí práce je sestava šroubového zvedáku spolu s výrobním výkresem pastorku.

## **Abstract**

PEŠEK, T. *Hand Driven Screw Jack Using Bevel Gears: Master (Bachelor) Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2010, 35 p. Thesis head: Výtisk, M.

The bachelor thesis deals with engineering design of hand driven screw jack using bevel gears. There are all necessary calculations of elements servant for the right function of screw jack included in this thesis. It is specifically a suggestion and calculation of kinetic screw, a diagnosis of proportions of matrix and a verification of lifting mechanism on buckling. After that, the parameters for calculation and verification of gear-set are determined. Calculations of torsion and flexural torques of screw and pinion gear's shaft are mentioned. Consequently, the correct type of bar is chosen, slip feather is suggested and critical cross section, placed below it, is verified. In the end, bearings are suggested and verified. An assembly of screw jack and a production drawing are attached as parts of the thesis.

# Obsah

<b>OBSAH</b>	<b>8</b>
<b>SEZNAM ZNAČEK</b>	<b>1</b>
<b>0 ÚVOD</b>	<b>5</b>
<b>1 TYPY ZVEDÁKŮ</b>	<b>6</b>
1.1 ŠROUBOVÝ ZVEDÁK	6
1.2 HYDRAULICKÝ ZVEDÁK	7
1.3 PNEUMATICKÝ ZVEDÁK	7
<b>2 NÁVRH A VÝPOČET ROZMĚRŮ ŠROUBU</b>	<b>8</b>
2.1 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH PRŮMĚRU ŠROUBU	8
2.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA ZÁVITU	9
2.3 ÚČINNOST ŠROUBOVÉHO ZVEDÁKU	10
<b>3 ROZMĚRY MATICE</b>	<b>11</b>
<b>4 KONTROLA NA VZPĚR</b>	<b>11</b>
4.1 KONTROLA ŠROUBU NA VZPĚR	12
4.2 KONTROLA MATICE NA VZPĚR	13
<b>5 OZUBENÉ SOUKOLÍ</b>	<b>15</b>
5.1 VÝPOČET VSTUPNÍCH PARAMETRŮ	15
5.2 VÝPOČET OZUBENÍ	17
5.3 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH V KUŽELOVÉM SOUKOLÍ	18
<b>6 VÝPOČET A PRŮBĚH KROUTÍCÍCH A OHYBOVÝCH MOMENTŮ</b>	<b>18</b>
6.1 HŘÍDEL I	18
6.2 HŘÍDEL II	21
<b>7 DIMENZOVÁNÍ PÁKY</b>	<b>23</b>
<b>8 KONTROLA HŘÍDELE A SPOJENÍ POMOCÍ PERA</b>	<b>24</b>
8.1 NÁVRH PERA POD OZUBENÝM KOLEM	24
8.2 KONTROLA PRŮŘEZU HŘÍDELE POD NÁBOJEM	25
<b>9 VOLBA A KONTROLA LOŽISEK</b>	<b>26</b>
9.1 LOŽISKO KUŽELÍKOVÉ	26
9.2 LOŽISKO KLUZNÉ	27
<b>10 ZÁVĚR</b>	<b>29</b>
<b>11 ZDROJE</b>	<b>30</b>
11.1 LITERATURA	30
11.2 SOFTWARE	30
<b>12 SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>31</b>



## Seznam značek

$A_m$	plocha matice	$[\text{mm}^2]$
$A_s$	plocha šroubu pod závitem	$[\text{mm}^2]$
$C_0$	základní statická únosnost	$[\text{kN}]$
$D_1$	malý průměr závitu matice	$[\text{mm}]$
$D_2$	střední průměr	$[\text{mm}]$
$D_4$	velký průměr závitu matice	$[\text{mm}]$
$D_{mat}$	vnější průměr matice	$[\text{mm}]$
$D_L$	průměr vnějšího kroužku ložiska	$[\text{mm}]$
$F_Q$	zatěžující síla	$[\text{N}]$
$F_{a0}$	celková axiální síla působící na ložisko	$[\text{N}]$
$F_{t12}$	obvodová síla od pastorku	$[\text{N}]$
$F_{t21}$	obvodová síla od kola	$[\text{N}]$
$F_{a12}$	axiální síla od pastorku	$[\text{N}]$
$F_{a21}$	axiální síla od kola	$[\text{N}]$
$F_{r12}$	radiální síla od pastorku	$[\text{N}]$
$F_{r21}$	radiální síla od kola	$[\text{N}]$
$F_2$	síla působící na plochu pera	$[\text{N}]$
$H_1$	výška matice	$[\text{mm}]$
$J_m$	kvadratický moment matice	$[\text{mm}^4]$
$J_s$	kvadratický moment šroubu	$[\text{mm}^4]$
$L_{sr}$	délka šroubu	$[\text{mm}]$
$L_P$	délka páky	$[\text{mm}]$
$M_{Tz}$	třecí moment	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{K1}$	kroutící moment na pastorku	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{K2}$	kroutící moment na kole	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$

$M_{klv}$	virtuální kroutící moment	[N·mm]
$M_{OVI}$	výsledný ohybový moment hřídele I	[N·mm]
$M_{OVII}$	výsledný ohybový moment hřídele II	[N·mm]
$P_0$	ekvivalentní zatížení	[N]
$P$	rozteč	[mm]
$Q$	zatížení	[N]
$s_0$	součinitel statické bezpečnosti	[-]
$T_L$	výška kuželíkového ložiska	[mm]
$W_{Kš}$	modul průřezu šroubu	[mm <sup>3</sup> ]
$Y_0$	výpočtový součinitel dle SKF	[-]
$b'$	výpočtová společná šířka ozubení	[mm]
$b$	navrhnutá společná šířka ozubení	[mm]
$d$	nejmenší průměr hřídele I	[mm]
$d'_3$	předběžný malý průměr závitu	[mm]
$d_3$	malý průměr závitu	[mm]
$d_{MIN}$	nejmenší průměr hřídele II	[mm]
$d_L$	průměr vnitřního kroužku ložiska	[mm]
$d_{hp}$	průměr hřídele v pouzdru ložiska	[mm]
$g$	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$i_m$	poloměr setrvačnosti matice	[-]
$i_{š}$	poloměr setrvačnosti šroubu	[-]
$i$	daný převodový poměr	[-]
$i_{sk}$	skutečný převodový poměr	[-]
$k_{sšr}$	statická bezpečnost šroubu	[-]
$k_{sp}$	statická bezpečnost pastorku	[-]
$l_{vzm}$	vzpěrná délka matice	[mm]
$l_{vzš}$	vzpěrná délka šroubu	[mm]

$l'$	předběžná délka pera	[mm]
$l$	navrhnutá délka pera	[mm]
$l_{hp}$	délka hřídele v pouzdru ložiska	[mm]
$m'_n$	předběžný návrhový modul	[-]
$m_n$	normalizovaný modul	[-]
$m_L$	hmotnost kuželíková ložiska	[kg]
$n$	vstupní otáčky pastorku	[min <sup>-1</sup> ]
$n_v$	vzpěrná konstanta charakterizující zatížení	[-]
$p_2$	tlak působící na pero	[MPa]
$p_D$	dovolený tlak	[MPa]
$r$	poloměr hřídele I	[mm]
$t$	hloubka drážky v hřídeli	[mm]
$t_1$	hloubka drážky v náboji	[mm]
$v$	obvodová rychlost rotace	[m.s <sup>-1</sup> ]
$z$	počet závitů matice	[-]
$z_1$	počet zubů pastorku	[-]
$z_2$	počet zubů kola	[-]
$z'_2$	předběžný počet zubů kola	[-]
$\Psi_L$	volená kuželová poměrná šířka kola	[-]
$\Psi_m$	poměrná šířka modulová	[-]
$\beta$	vrcholový úhel závitu šroubu	[°]
$\gamma$	stoupání závitu šroubovice	[°]
$\delta_1$	vrcholový úhel pastorku	[°]
$\delta_2$	vrcholový úhel kola	[°]
$\eta_{srz}$	účinnost šroubu při zvedání	[-]
$\eta_{srs}$	účinnost šroubu při spouštění	[-]
$\lambda_D$	dovolený štíhlostní poměr pro prostý tlak	[-]
$\lambda_m$	štíhlostní poměr matice	[-]

$\lambda_s$	štíhlostní poměr šroubu	[-]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\sigma_{red}$	redukované napětí dle Gesta	[MPa]
$\sigma_{Dš}$	dovolené napětí šroubu	[MPa]
$\sigma_{dš}$	napětí v tlaku šroubu	[MPa]
$\tau_{Kš}$	napětí v krutu šroubu	[MPa]
$\varphi'$	třecí úhel	[°]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad.s <sup>-1</sup> ]

## 0 Úvod

Šroubové zvedáky jsou používány denně po celém světě ke zdvínání různých břemen. Jejich výhodou oproti konkurenčním zvedákům (hydraulický, pneumatický) je relativně vysoká rychlost zdvihu, malá vlastní hmotnost a levná výroba. V průběhu pracovního procesu jsou nepřemístitelné.

U tohoto typu zvedáku je jako zvedací prvek použita suvně uložená matice namontovaná na otáčivém šroubu. Vlivem šroubové vazby v závitech je zajištěna přeměna otáčivého pohybu šroubu na posuvný pohyb matice. Otáčení pohybového šroubu je důsledkem vyvození síly na páce pohánějící kuželové soukolí, prostřednictvím něhož je kroutící moment vyvozený na rameni páky dodán na točení šroubu.

Hlavní součásti šroubového zvedáku jsou pohybový šroub, matice, pastorek, ozubené kolo, kuželíkové a kluzné ložisko, víko a těleso. Návrh šroubového zvedáku poháněného ručně přes kuželové soukolí spočívá ve výpočtu parametrů pohybového šroubu. Dále určení kroutícího momentu jako vstupního parametru pro výpočet kuželového soukolí. Dalším krokem je určení potřebné délky páky a v poslední řadě návrh a kontrola ložisek.

Cílem bakalářské práce je navrhnout zvedák, který pevnostně vyhovuje zadanému zatížení, dosáhnout co největší účinnosti při zvedání i spouštění a zajistit jeho funkčnost a smontovatelnost.

# 1 Typy zvedáků

Nejpoužívanější typy zvedáků:

- Šroubový zvedák
- Pneumatický zvedák
- Hydraulický zvedák

## 1.1 Šroubový zvedák

V mé bakalářské práci se zabývám šroubovým zvedákem s ručním pohonem podobného typu jako od firmy SIMPLEX viz. Obr. 1.1

Je to zvedací zařízení, které slouží ke zdvihání různých břemen do výšky několika centimetrů. Šroub koná otáčivý pohyb a ten je pomocí závitů přeměněn na pohyb posuvný, který koná matice zvedající břemeno. Působením síly na rameni páky vyvedíme krouticí moment, který nám přes kuželové soukolí uvede šroub do chodu a pomocí šroubové vazby vysune či zasune matici. Pro šroubové zvedáky se používají lichoběžníkové závitů (rovnoramenné, nerovnoramenné) a nebo závitů s kuličkovým stykem. Díky malému poměru síly na páce ku zvedací síle nám šroubový zvedák zaručuje zvedání těžkých břemen o hmotnosti až 35 tun.



*Obr.1.1 - Šroubový zvedák firmy SIMPLEX (9)*

## 1.2 Hydraulický zvedák

Sestává se z tělesa, obvykle odlitku, ve kterém se šířením tlaku tekutiny svisle pohybuje píst zvedající břemeno. Jako tlaková tekutina se používá - voda, olej, glycerin. Tuto tlakovou tekutinu dodává jednočinné ruční čerpadlo, které je v celku s tělem zvedáku. U zvedáků pro větší zatížení, řádově desítky tun je použito čerpadel s motorickým pohonem. Převodový poměr může dosáhnout až 1:6000, a je definován jako poměr plochy většího pístu ku ploše menšího pístu. Zvedací rychlost se pohybuje od 2 do 30 m/hod. Pro spuštění břemene slouží přepouštěcí ventil, jehož otevřením začne tlaková kapalina odtékat z prostoru pod větším pístem. Menší píst působí jako čerpadlo, větší píst jako vlastní zvedák, který je shora zatížen břemenem. Tyto zvedáky jsou důležitým zařízením při zvedání velice těžkých konstrukcí. Používají se pro zatížení 7-300 tun.

## 1.3 Pneumatický zvedák

Ve většině případů se používá v dílnách, ve kterých je zajištěn přívod stlačeného vzduchu. K ručnímu použití je dodáván s pákou. Pracovní prostor tohoto typu zvedáku je omezen délkou hadice, ta bývá obvykle do 8 m dlouhá a zajišťuje nám přívod vzduchu. Únosnost zvedáku je závislá na tlaku vzduchu. Je složen ze samotného tělesa zvedáku, to je uzavřeno přírubami z obou stran, dále těsnění, pístu s pístnicí a rozdělovače tlakového vzduchu.



Obr. 1.2 - Hydraulický zvedák (12)



Obr. 1.3 - Pneumatický zvedák (13)

## 2 Návrh a výpočet rozměrů šroubu

Nejdřív určím velikost zatěžující síly jako vstupní hodnotu pro výpočet parametrů šroubu. Dále následuje stanovení velikosti jádra závitu, tj. nejmenší průřez šroubu. Poté provedu pevnostní kontrolu jádra závitu a nakonec vypočtu účinnost šroubového zvedáku.

### 2.1 Předběžný návrh průměru šroubu

Výpočet zatěžující síly:

$$F_Q = Q \cdot g = 10000 \cdot 9,81 = 98100 \text{ [N]} \quad (2.1)$$

Předběžné stanovení velikosti závitu:

$$\beta \cdot \frac{F_Q}{\pi \cdot d_3'^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (2.2)$$

$$d_3' \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot F_Q}{\pi \cdot R_e}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 98100}{\pi \cdot 300}} = \underline{\underline{40,296 \text{ [mm]}}}$$

Volím materiál 12 040, jemuž odpovídá mez kluzu  $R_e = 300 \text{ [Mpa]}$ . Součinitel krutu  $\beta = 1,3$  a  $k_s$  volím 3.

Stanovení normalizovaného závitu a jeho geometrických parametrů :

Podle předběžně vypočtené velikosti jádra závitu  $d_3' = 40,296 \text{ [mm]}$  volím normalizovaný lichoběžníkový závit rovnoramenný jednoduchý Tr46x3 dle ČSN 01 4050 z (5). Geometrické rozměry závitu jsou uvedeny v Tab. 2.1.

Tab. 2.1 - Geometrické parametry závitu:

-	Značka	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý průměr	d	46	[mm]
Rozteč	P	3	[mm]
Střední průměr	$D_2=d_2$	44,5	[mm]
Malý průměr	$d_3$	42,5	[mm]
Vrcholový úhel	$\beta$	30	[°]
Malý průměr závitu matice	$D_1$	43	[mm]
Velký průměr závitu matice	$D_4$	46,5	[mm]



## 2.2 Pevnostní kontrola závitu

Výpočet úhlu stoupání závitu  $\gamma$  a třecího úhlu  $\varphi$

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 44,5} = 1,229 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (2.3)$$

- volím součinitel tření pro kombinaci ocel – ocel  $f_z = 0,15$ .

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\beta/2} = \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{30}{2}} = 8,827 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (2.4)$$

Kontrola samosvornosti:

Aby se vlivem zatížení šroub samovolně neroztočil a nezačal sjíždět, je potřeba aby byl závit samosvorný. To znamená, že třecí úhel v závitě musí být větší než úhel stoupání.

$$\gamma \geq \varphi'$$

$8,827^\circ \geq 1,229^\circ \Rightarrow$  podmínka splněna, závit je samosvorný

Třecí moment:

$$M_{Tz} = F_Q \cdot \tg(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (2.5)$$

$$M_{Tz} = 98100 \cdot \tg(1,229^\circ + 8,827^\circ) \cdot \frac{44,5}{2} = 387073,371 \text{ [N]}$$

Nejmenší průřez jádra šroubu zkontroluji dle Guestovy pevnostní hypotézy pro namáhání krutem a tlakem

Napětí namáhání v krutu  $\tau$  a tlaku  $\delta_d$  určím pomocí vztahů:

Napětí v tlaku:

$$\sigma_{ds} = \frac{F_Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{98100}{\frac{\pi \cdot 42,5^2}{4}} = 69,152 \text{ [MPa]} \quad (2.6)$$

Modul průřezu:

$$W_{Ks} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 42,5^3}{16} = 15072,895 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (2.7)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{K\dot{s}} = \frac{M_{Tz}}{W_{K\dot{s}}} = \frac{387073,371}{15072,895} = 25,68 \text{ [MPa]} \quad (2.6)$$

Kontrola dle Guestovy hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{d\dot{s}}^2 + 4 \cdot \tau_{K\dot{s}}^2} \leq \sigma_{D\dot{s}} \quad (2.7)$$

$$\sigma_{D\dot{s}} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{300}{3} = 100 \text{ [MPa]} \quad (2.8)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{69,152^2 + 4 \cdot 25,68^2} = 86,139 \text{ [MPa]} \leq 100 \text{ [MPa]}$$

Podmínka splněna  $\Rightarrow$  Vyhovuje

Výsledná statická bezpečnost k mezi kluzu:

$$k_{ssk} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{86,139} = 3,48 \quad (2.9)$$

Mnou minimální požadovaná bezpečnost  $k_s = 3 \Rightarrow$  podmínka splněna, vyhovuje.

## 2.3 Účinnost šroubového zvedáku

Účinnost šroubu závisí na tření mezi závity matice a šroubu a zároveň na stoupání závitu. Obecně platí, že čím větší stoupání závitu, tím větší účinnost a naopak. V mém případě jsem zvolil šroub s malým stoupáním závitu, aby bylo zapotřebí vyvození menšího kroutícího momentu pro zvednutí břemene na úkor účinnosti.

Účinnost při zvedání břemene:

$$\eta_{\dot{s}rz} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 1,229}{\operatorname{tg}(1,229 + 8,827)} = 0,121 \Rightarrow 12,1\% \quad (2.10)$$

Účinnost při spouštění břemene:

$$\eta_{\dot{s}rs} = \frac{\operatorname{tg}(\varphi' - \gamma)}{\operatorname{tg} \varphi'} = \frac{\operatorname{tg}(8,827 - 1,229)}{\operatorname{tg} 8,827} = 0,859 \Rightarrow 85,9\% \quad (2.11)$$

### 3 Rozměry matice

Při výpočtu rozměrů matice zohledňuji velikost tlaku v závitech. Materiál matice volím stejný jako materiál šroubu, a to 12 040. Zjednodušeně předpokládám, že zatěžující síla  $F_Q$  je rovnoměrně rozdělena ve všech závitech matice, potom plyne ze vztahu pro kontrolu tlaku na závitech matice minimální počet závitů  $z$ :

Nosná hloubka závitů  $H_1$ :

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{46 - 43}{2} = 1,75 \text{ [mm]} \quad (3.1)$$

Potřebný počet závitů:

$$z \geq \frac{F_Q}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \quad (3.2)$$

$$z \geq \frac{98100}{\pi \cdot 44,5 \cdot 1,75 \cdot 20} \geq 20,05 \Rightarrow \text{volím 25 závitů matice}$$

$p_D$  volím 20 [MPa] z (3) a zohledňuji tak skutečné rozložení tlaku v závitech.

Základní parametry matice jsou uvedeny v Tab. 3.1

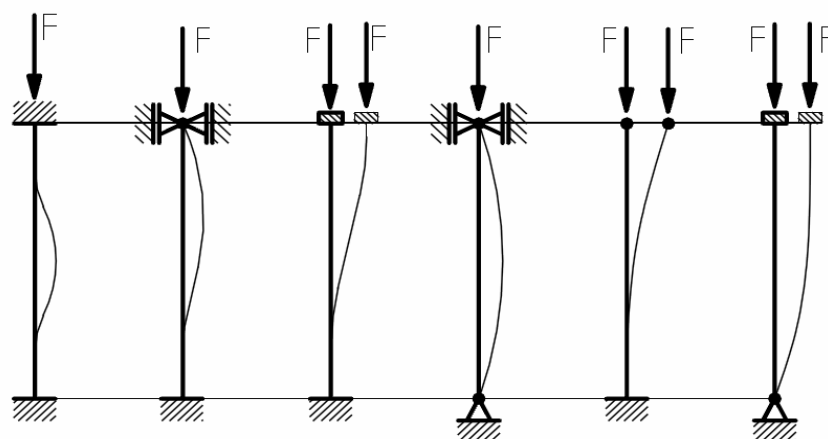
Tab. 3.1 – Parametry matice

-	Značka	Hodnota	Jednotka
Dovolený tlak v závitech	$p_D$	20	[MPa]
Zatěžující síla	$F_Q$	98100	[N]
Střední průměr	$D_2=d_2$	44,5	[mm]
Vnější průměr matice	$D_{\text{mat}}$	62	[mm]
Malý průměr závitů	$D_1$	43	[mm]
Velký průměr závitů šroubu	$d$	46,5	[mm]

### 4 Kontrola na vzpěr

Při určité síle se může stát, že tlačené přímé pruty vybočí, tím pádem se tlakové namáhání kombinuje s ohybovým. Sílu, která způsobuje ztrátu stability nazýváme kritickou silou  $F_{kr}$ .

Je-li síla  $F < F_{kr}$  pak se prut vzpírá ztrátě stability.



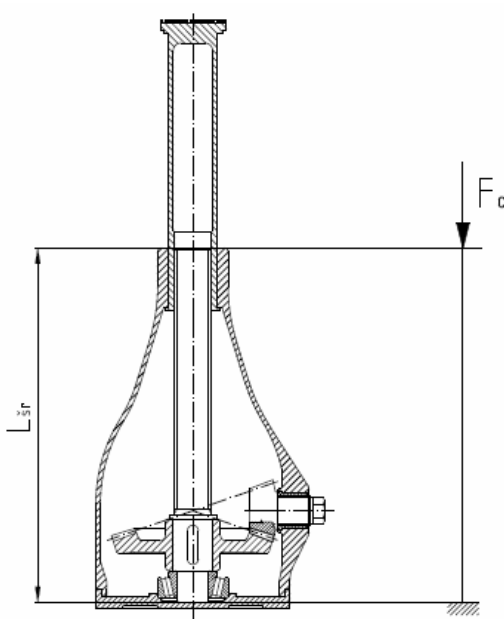
Obr. 4.1 - Varianty uchycení prutu

## 4.1 Kontrola šroubu na vzpěr

Pro šroub jsem uvažoval druhý případ uložení prutu. Parametry pro výpočet a následnou kontrolu štíhlostního poměru jsou uvedeny v Tab. 4.1

Tab. 4.1 - Parametry výpočtu pro šroub

-	Značka	Hodnota	Jednotka
Nejmenší průměr šroubu	$d_3$	42,5	[mm]
Celková délka	$L_{\text{šr}}$	450	[mm]
Konstanta charakterizující zatížení	$n_v$	0,707	[-]
Mezní hodnota pro prostý tlak	$\lambda_D$	60	[-]



Obr. 4.2 - Zatížení šroubu na vzpěr

Obsah kruhového průřezu:

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 42,5^2}{4} = 1418,625 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.1)$$

Kvadratický moment pro kruhový průřez:

$$J_s = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 42,5^4}{64} = 160149,512 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (4.2)$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_s = \sqrt{\frac{J_s}{A_s}} = \sqrt{\frac{160149,512}{1418,625}} = 10,625 \quad (4.3)$$

Vzpěrná délka:

$$l_{vzš} = n_v \cdot l = 0,707 \cdot 450 = 318,15 \text{ [mm]} \quad (4.4)$$

Štíhlostní poměr

$$\lambda_s = \frac{l_{vzš}}{i_s} = \frac{318,15}{10,625} = 29,944 \leq 60 \quad (4.5)$$

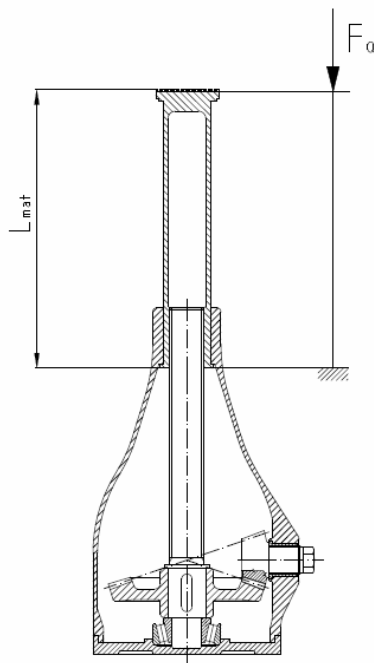
$\lambda_s \leq \lambda_D \Rightarrow$  podmínka je splněna, šroub bude namáhán v oblasti prostého tlaku

## 4.2 Kontrola matice na vzpěr

Pro matici jsem uvažoval pátý případ uložení prutu. Kde je matice uložena ve vedení tělesa a zároveň jištěna proti axiálnímu posuvu pomocí závitů. Dalo by se říct, že matice je vetknutá, protože ji není umožněn pohyb v jakémkoliv směru. Stav úplného vysunutí je zobrazen na Obr. 4.3. Parametry matice pro výpočet jsou uvedeny v Tab. 4.2.

Tab. 4.2 - Parametry výpočtu pro matici

-	Značka	Hodnota	Jednotka
Malý průměr závitu matice	$D_1$	43	[mm]
Vnější průměr matice	$D_{mat}$	62	[mm]
Celková délka	$L_{mat}$	370	[mm]
Konstanta charakterizující zatížení	$n_v$	2	[-]
Mezní hodnota pro prostý tlak	$\lambda_D$	60	[-]



Obr. 4.3 - Zatížení matice na vzpěr

Obsah mezikruhového průřezu:

$$A_m = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (62^2 - 46,5^2) = 1320,844 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.6)$$

Kvadratický moment pro mezikruhový průřez:

$$J_m = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (62^4 - 46,5^4) = 495832,215 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (4.7)$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_m = \sqrt{\frac{J_m}{A_m}} = \sqrt{\frac{495832,215}{1320,844}} = 19,375 \quad (4.8)$$

Vzpěrná délka:

$$l_{vzm} = n_v \cdot l = 2 \cdot 370 = 740 \text{ [mm]} \quad (4.9)$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda_m = \frac{l_{vzm}}{i_m} = \frac{740}{19,375} = 38,194 \leq 60 \quad (4.10)$$

$\lambda_m \leq \lambda_D \Rightarrow$  podmínka je splněna, matice bude také namáhána v oblasti prostého tlaku

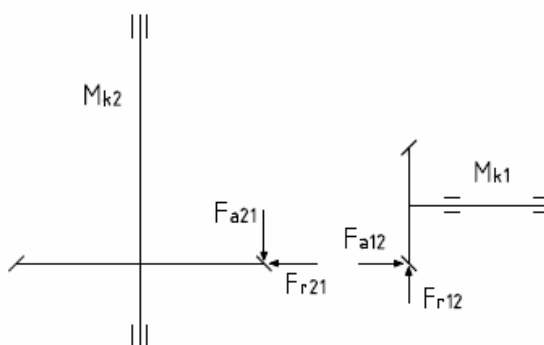
## 5 Ozubené soukolí

Převodové ústrojí jsem volil z ozubených kuželových kol s přímými zuby. Hřídele jsou zatěžovány silami, které působí na ozubených kolech 1 a 2.

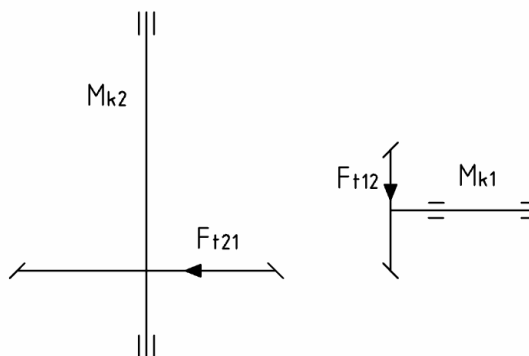
Na ozubená kola působí následující síly:

- $F_t$  - obvodové (tečné)
- $F_r$  - radiální
- $F_a$  - axiální

Schéma působících sil je zobrazeno na Obr. 5.1 pro rovinu XZ a Obr.5.2 pro rovinu YZ.



Obr. 5.1 - Síly působící na kolo a pastorek v rovině XZ



Obr. 5.2 - Síly působící na kolo a pastorek v rovině YZ

### 5.1 Výpočet vstupních parametrů

Nejdřív si zvolím počet zubů z pastorku jako vstupní parametr pro následující výpočty. Počet zubů pastorku volím  $z_1 = 17$ .

Počet zubů kola:

$$z_2' = i \cdot z_1 = 3 \cdot 17 = 51 \Rightarrow z_2 = 52 \quad (5.1)$$

Skutečný převodový poměr:

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{sk} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right) \quad (5.2)$$

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq \frac{z_2}{z_1} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right)$$

$$3 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq \frac{52}{17} \leq 3 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right)$$

$$2,85 \leq 3,0588 \leq 3,15$$

$$i_{sk} = 3,0588$$

Vrcholový úhel kola  $\delta_2$ :

$$\operatorname{tg} \delta_2 = i \Rightarrow \delta_2 = \operatorname{arctg}(i) = \operatorname{arctg} 3,0588 = 71,896 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (5.3)$$

Vrcholový úhel pastorku  $\delta_1$ :

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 71,896^\circ = 18,104 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (5.4)$$

Volená poměrná šířka kola:

$$\Psi_L = 0,3$$

Poměrná šířka:

$$\Psi_m = \Psi_L \cdot \frac{z_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = 0,3 \cdot \frac{17}{2 \cdot \sin 18,104} = 8,2 \quad (5.5)$$

Určení vstupního kroutícího momentu na pastorku:

$$Mk_1 = \frac{Mk_2}{i_{sk}} = \frac{387073,371}{3,0588} = 126544,19 \text{ [N]} \quad (5.6)$$



## 5.2 Výpočet ozubení

Návrh modulu kuželového soukolí na středním průměru jsem provedl pomocí katedrálního softwaru (16). Výpis z tohoto softwaru je uveden v příloze A.

Ze zjednodušené pevnostní kontroly jsou navrženy tyto výpočtové parametry

$$m_n' = 3,614$$

$$b' = 29,6$$

Volím tyto normalizované parametry:

$$m_n = 4$$

$$b = 30$$

Výpočet geometrických rozměrů ozubených kol provedený v (15) je zobrazen v příloze B.

V pevnostní kontrole jsem uvažoval zjednodušený výpočet. Pro výpočet jsem využil katedrální software (14). Materiál pastorku jsem zvolil 14 220.4 a materiál spoluzabírajícího kola 12 020.4. Pro výpočet vstupních parametrů je nutno převést kroutící moment a počty zubů na virtuální hodnoty. Sled výsledků je uveden v příloze C.

Výpočet virtuálního kroutícího momentu:

$$M_{k1v} = \frac{M_{k1}}{\cos \delta_1} = \frac{126544,19}{\cos 18,104^\circ} = 133,135 \text{ [Nmm]} \quad (5.7)$$

Výpočet virtuálního počtu zubů  $z_1$ :

$$z_{1v} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{17}{\cos 18,104^\circ} = 17,885 \quad (5.8)$$

Výpočet virtuálního počtu zubů  $z_2$ :

$$z_{2v} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{52}{\cos 71,896^\circ} = 167,341 \quad (5.9)$$

### 5.3 Výpočet sil působících v kuželovém soukolí

Tečná síla na pastorku a kole:

$$F_{t12} = F_{t21} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 126544,19}{58,678} = 4465,373 \text{ [N]} \quad (5.10)$$

Axiální síla na pastorku:

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 4465,373 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 18,104^\circ = 505,039 \text{ [N]} \quad (5.11)$$

Radiální síla na pastorku:

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 4465,373 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 18,104^\circ = 1544,803 \text{ [N]} \quad (5.12)$$

Axiální síla na kole:

$$F_{a21} = F_{r12} = 1544,803 \text{ [N]}$$

Radiální síla na kole:

$$F_{r21} = F_{a12} = 505,039 \text{ [N]}$$

## 6 Výpočet a průběh kroutících a ohybových momentů

### 6.1 Hřídel I

Rovina y-z:

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = F_{t12} \cdot (l_1 + l_2) - R_{A1yz} \cdot l_2 + F_R \cdot l_3 = 0 \quad (6.1)$$

$$R_{A1yz} = \frac{F_{t12} \cdot (l_1 + l_2) + F_R \cdot l_3}{l_2} = \frac{4465,373 \cdot (25 + 36) + 300 \cdot 13,5}{36} = 7678,827 \text{ [N]}$$

$$\sum M_A = F_{t12} \cdot l_1 - R_{B1yz} \cdot l_2 + F_R \cdot (l_2 + l_3) = 0 \quad (6.2)$$

$$R_{B1yz} = \frac{F_{t12} \cdot l_1 + F_R \cdot (l_2 + l_3)}{l_2} = \frac{4465,373 \cdot 25 + 300 \cdot (36 + 13,5)}{36} = 3513,454 \text{ [N]}$$

Výpočet ohybových momentů k podpoře A:

$$M_{OA} = F_{t12} \cdot l_1 = 111634,325 \text{ [Nmm]} \quad (6.3)$$

Výpočet ohybových momentů k podpoře B:

$$M_{OB} = F_R \cdot l_3 = 300 \cdot 13,5 = 4050 \text{ [Nmm]} \quad (6.4)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{Oyz \max} = M_{OA} = 111634,325 \text{ [Nmm]}$$

Rovina x-z:

Výpočet reakcí:

$$\sum M_A = F_{a12} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r12} \cdot l_1 - R_{B1xz} \cdot l_2 = 0 \quad (6.5)$$

$$R_{B1xz} = \frac{F_{a12} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r12} \cdot l_1}{l_2} = \frac{1544,803 \cdot \frac{58,68}{2} - 505,039 \cdot 25}{36} = 908,293 \text{ [N]}$$

$$\sum M_B = F_{a12} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r12} \cdot (l_1 + l_2) - R_{A1xz} \cdot l_2 = 0 \quad (6.6)$$

$$R_{A1xz} = \frac{F_{a12} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r12} \cdot (l_1 + l_2)}{l_2}$$

$$R_{A1xz} = \frac{1544,803 \cdot \frac{58,68}{2} - 505,039 \cdot (25 + 36)}{36} = 403,254 \text{ [N]}$$

Výpočet ohybových momentů k podpoře A:

$$M_{OA} = -F_{a12} \cdot \frac{d_m}{2} + F_{r12} \cdot l_1 \quad (6.7)$$

$$M_{OA} = -1544,803 \cdot \frac{58,68}{2} + 505,039 \cdot 25 = -32698,545 \text{ [Nmm]}$$

Výpočet ohybových momentů k podpoře B:

$$M_{OB} = 0 \text{ [Nmm]} \quad (6.8)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{Oxz \max} = M_{OA} = -32698,545 \text{ [Nmm]}$$

Výpočet statické bezpečnosti hřídele I:

Výsledný ohybový moment:

$$M_{OVI} = \sqrt{M_{Oxz \max}^2 + M_{Oyz \max}^2} \quad (6.9)$$

$$M_{OVI} = \sqrt{(-32698,545)^2 + 111634,325^2} = 116324,621 \text{ [Nmm]}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{OV}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{116324,621}{\frac{\pi \cdot 33^3}{32}} = 32,971 \text{ [MPa]} \quad (6.10)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_K = \frac{M_{K1}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{126544,19}{\frac{\pi \cdot 33^3}{16}} = 17,934 \text{ [MPa]} \quad (6.11)$$

Redukované napětí dle Gustovy hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_K^2} \leq R_e \quad (6.12)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{32,971^2 + 4 \cdot 17,934^2} \leq 580$$

$$\sigma_{red} = 48,719 \text{ [MPa]} \leq 580 \text{ [MPa]}$$

Napětí k mezi kluzu:

$$k_{sp} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{580}{48,719} = 11,905 \quad (6.13)$$

Mnou volená bezpečnost k mezi kluzu  $k_{s \min} = 2 \Rightarrow$  podmínka splněna, vyhovuje.

Grafické řešení průběhu ohybových a kroutících momentů je v příloze D

## 6.2 Hřídel II

Rovina y-z:

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = F_{t21} \cdot l_1 - R_{A2,xz} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (6.14)$$

$$R_{A2,xz} = \frac{F_{t21} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_{A2,xz} = \frac{4465,373 \cdot 50}{50 + 340} = 572,484 \text{ [N]}$$

$$\sum M_A = -F_{t21} \cdot l_2 + R_{B2,xz} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (6.15)$$

$$R_{B2,xz} = \frac{F_{t21} \cdot l_2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_{B2,xz} = \frac{4465,373 \cdot 340}{50 + 340} = 3892,889 \text{ [N]}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{O_{\max}} = M_{OC} = R_{B2,xz} \cdot l_1 = R_{A2,xz} \cdot l_2 = 194644,564 \text{ [Nmm]} \quad (6.16)$$

Rovina x-z:

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = -R_{A2,yz} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r21} \cdot l_1 - F_{a21} \cdot \frac{dm_{21}}{2} = 0 \quad (6.17)$$

$$R_{A2,yz} = \frac{F_{r21} \cdot l_1 - F_{a21} \cdot \frac{dm_{21}}{2}}{(l_1 + l_2)} = \frac{1544,803 \cdot 50 - 505,039 \cdot \frac{179,48}{2}}{50 + 340} = 81,841 \text{ [N]}$$

$$\sum M_A = R_{B2,yz} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r21} \cdot l_2 - F_{a21} \cdot \frac{dm_{21}}{2} = 0 \quad (6.18)$$

$$R_{B2,yz} = \frac{F_{r21} \cdot l_2 + F_{a21} \cdot \frac{dm_{21}}{2}}{(l_1 + l_2)} = \frac{1544,803 \cdot 340 + 505,039 \cdot \frac{179,48}{2}}{50 + 340} = 1462,962 \text{ [N]}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{O_{yz \max}} = R_{B2,yz} \cdot l_1 = R_{A2,yz} \cdot l_2 + F_{a21} \cdot \frac{dm_{21}}{2} \quad (6.19)$$

$$M_{O_{yz \max}} = 1462,962 \cdot 50 = 81,841 \cdot 340 + 505,039 \cdot \frac{179,48}{2} = 73148,1 \text{ [Nmm]}$$

Výpočet statické bezpečnosti hřídele II:

Výsledný ohybový moment:

$$M_{O_{VII}} = \sqrt{M_{O_{xz \max}}^2 + M_{O_{yz \max}}^2} \quad (6.20)$$

$$M_{O_{VII}} = \sqrt{(194644,56)^2 + (73148,1)^2} = 207935,445 \text{ [Nmm]}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{O_{VII}}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{207935,445}{\frac{\pi \cdot 42,5^3}{32}} = 27,591 \text{ [MPa]} \quad (6.21)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_K = \frac{M_{K1}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{379632,57}{\frac{\pi \cdot 42,5^3}{16}} = 25,186 \text{ [MPa]} \quad (6.22)$$

Redukované napětí dle Guesta:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_K^2} \leq R_e \quad (6.23)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{27,591^2 + 4 \cdot 25,186^2} \leq 300$$

$$\sigma_{red} = 57,434 \text{ [MPa]} \leq 300 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k_{sh} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{57,434} = 5,223 \quad (6.24)$$

Mnou volená bezpečnost k mezi kluzu  $k_{s \min} = 2 \Rightarrow$  podmínka splněna, vyhovuje.

Grafické řešení průběhu ohybových a kroutících momentů je v příloze E

## 7 Dimenzování páky

Působením síly  $F$  od ruky na rameni páky délky  $L_p$  vyvodím hnací moment, který musí být minimálně roven součtu momentu čepového tření a kroutícího momentu na pastorku. Sílu lidské paže uvažuji  $F_R = 300 \text{ N}$ .

Součinitel smykového tření volím  $f = 0,15$  dle tab. 9.2

Moment čepového tření:

$$M_{\epsilon} = R_{\max} \cdot r \cdot f_{\epsilon} = 7678,827 \cdot 17,5 \cdot 0,236 = 31713,556 \text{ [Nmm]} \quad (7.1)$$

$R_{\max} = R_{A_{lyz}} = 7678,827 \text{ [N]}$  je maximální reakce vyvozená na hřídel pastorku

$r = 17,5 \text{ [mm]}$  je poloměr hřídele I

součinitel čepového tření pro nezaběhaný čep:

$$f_{\epsilon} = 1,57 \cdot f = 1,57 \cdot 0,15 = 0,236$$

Potřebná délka páky:

$$L_p = \frac{M_{\epsilon} + M_{K1}}{F} \quad (7.2)$$

$$L_p = \frac{31713,556 + 126544,19}{300} = 527,526 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{z praktického hlediska volím ráčnu}$$

teleskopickou s rozsahem délky páky  $610 \div 1010 \text{ [mm]}$ .

Kde  $M_{K1}$  je moment potřebný pro uvedení zařízení do chodu.

Zařízení bude dodáváno s teleskopickou ráčnou z (8) s rozsahem délky  $610 \div 1010 \text{ [mm]}$ . Teleskopickou ráčnu volím z toho důvodu, že při prodloužení této páky je zapotřebí menší ovládací síly pro zdvihání břemene a tím snadnější manipulaci se zvedáním břemene.

## 8 Kontrola hřídele a spojení pomocí pera

### 8.1 Návrh pera pod ozubeným kolem

Pro přenos kroutícího momentu z ozubeného kola na šroub volím spojení perem.  
Podle (5) volím normalizovaný průřez pera 14x9 pro hřídel o průměru  $d=50$  [mm].

Z kontroly pro tlak  $p_2$  určím činnou délku pera:

$$p_2 = \frac{F_2}{t_1 \cdot l'} \leq p_D \quad (8.1)$$

Síla působící na plochu pera v náboji:

$$F_2 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{387073,371}{\frac{50}{2} + \frac{3,5}{2}} = 14470,033 \text{ [N]} \quad (8.2)$$

Délka činné plochy pera:

$$l' \geq \frac{F_2}{t_1 \cdot p_D} \geq \frac{14470,033}{5,1 \cdot 120} \geq 34,452 \quad (8.3)$$

Kde dovolený tlak pro ocelový náboj  $p_D = 120$  [MPa] dle (4)

Kontrola tlaku  $p_2$ :

$$p_2 = \frac{F_2}{t_1 \cdot l'} = \frac{14470,033}{5,1 \cdot 34,452} = 82,354 \text{ [MPa]} \leq 120 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

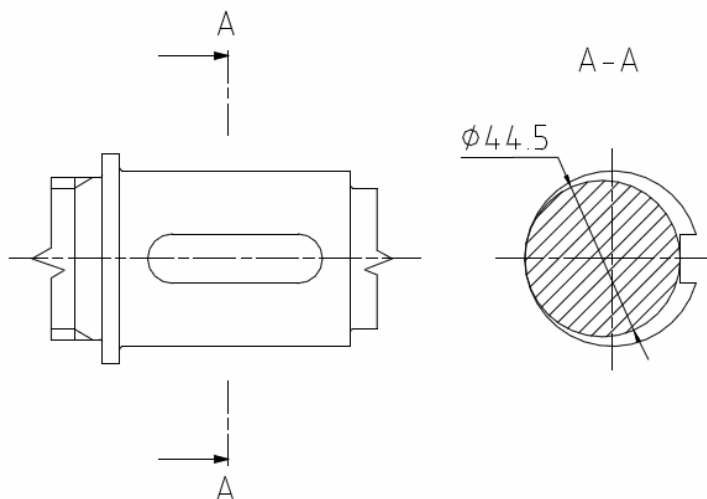
Určení potřebné délky pera:

$$l = l' + 2 \cdot R = 34,452 + 2 \cdot 7 = 48,452 \text{ [mm]} \Rightarrow 50 \text{ [mm]} \quad (8.4)$$

Dle (5) volím normalizované pero 14x9 x 50 ČSN 02 2562.

Zmenšení průřezu v části šroubu pod perem je znázorněno na Obr. 8.1.





Obr. 8.1 - Kritický průřez pod ozubeným kolem

## 8.2 Kontrola průřezu hřídele pod nábojem

Maximální ohybový moment pod nábojem:

$$M_{O_{\max}} = M_{OVII} = 207935,445 \text{ [Nmm]} \quad (8.5)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_O = \frac{M_{OV}}{\frac{\pi \cdot d_{MIN}^3}{32}} = \frac{207935,445}{\frac{\pi \cdot 44,5^3}{32}} = 24,035 \text{ [MPa]} \quad (8.6)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot d_{MIN}^3}{16}} = \frac{387073,371}{\frac{\pi \cdot 44,5^3}{16}} = 22,371 \text{ [MPa]} \quad (8.7)$$

Redukované napětí dle Guesta:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + 4 \cdot \tau_K^2} \leq R_e \quad (8.8)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{24,035^2 + 4 \cdot 22,371^2} = 50,789 \text{ [MPa]} \leq 300 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

Požadovanou bezpečnost volím  $k_s = 3$

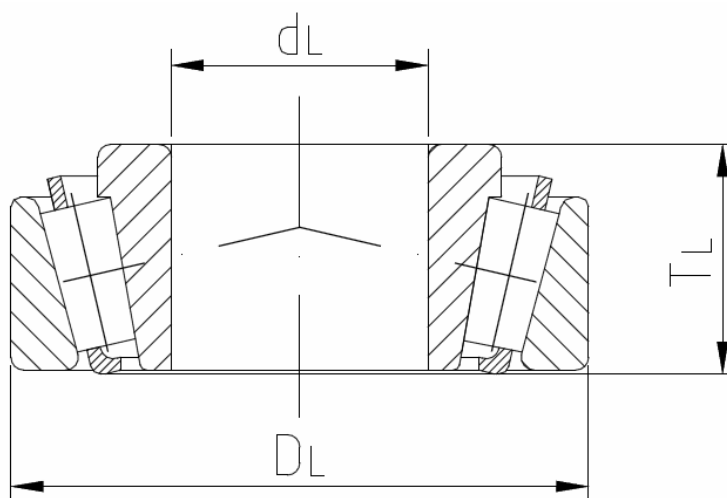
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{50,789} = 5,907 \geq 3 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (8.9)$$

## 9 Volba a kontrola ložisek

### 9.1 Ložisko kuželíkové

Z důvodu působení jak radiální tak i axiální síly se jeví pro můj případ konstrukčně nejvýhodnější ložisko kuželíkové. Parametry tohoto ložiska jsem uvedl v Tab. 9.1.

Volím kuželíkové ložisko SKF 32308 J2/Q z (10), řez ložiskem je uveden na Obr. 9.1.



Obr. 9.1 - Kuželíkové ložisko SKF 32308 J2/Q

Tab. 9.1 - Parametry ložiska SKF 32308 J2/Q

	Označení	Hodnota	Jednotka
Základní statická únosnost	$C_0$	140	[kN]
Hmotnost	$m_L$	1,00	[kg]
Výška	$T_L$	35,25	[mm]
Průměr vnějšího kroužku	$D_L$	90	[mm]
Průměr vnitřního kroužku	$d_L$	40	[mm]
Výpočtový součinitel	$Y_0$	0,9	[-]

Ekvivalentní statické zatížení podle katalogu SKF:

$$P_0 = 0,5 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0} \quad (9.1)$$

$$P_0 = 0,5 \cdot 1625,263 + 0,9 \cdot 99644,803 = 90492,954 \text{ [N]}$$

Celkové axiální zatížení:

$$F_{a0} = F_Q + F_{a21} = 98100 + 1544,803 = 99644,803 \text{ [N]} \quad (9.2)$$

Radiální zatížení:

$$F_{r0} = \sqrt{F_{t21}^2 + F_{r21}^2} = \sqrt{1544,803^2 + 505,039^2} = 1625,263 \text{ [N]}$$

Bezpečnost ložiska:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{140000}{90492,954} = 1,547 \geq 1 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (9.3)$$

Požadovaný součinitel statické bezpečnosti  $s_0 \geq 1$

Životnost ložiska zde nepočítám z důvodu ručního pohonu , občasného použití a velmi malých otáček. Ložisko bude převážně staticky zatíženo.

## 9.2 Ložisko kluzné

Při výběru ložiska jsem se řídil dvou požadovaných kritérií

- bezúdržbový provoz (samomazací schopnost)
- vysoká odolnost vůči opotřebení

Jako nepraktičtější se jeví ložisko kluzné z důvodu malých rozměrů. Je to bronzové samomazné ložisko dle (11). Tímto složením ložiska se dosahuje samomaznosti, odolnosti vůči opotřebení, výborné rozměrové stálosti a vysoké pevnosti v tlaku. Parametry ložiska jsou zřejmé z Tab. 9.2.

Tab. 9.2 - Parametry kluzného ložiska dle [000]

Přípustné stat. zatížení [MPa]	Obvodová rychlost rotace $v_D$ [m·s <sup>-1</sup> ]	Max. součinitel $p \cdot v$ [MPa·m·s <sup>-1</sup> ]	Teplota použití min./max. [°C]	Součinitel tření ocel–bronz $f$ [-]
20	10	2,5	-20/+120	0,10–0,20

Kontrola kluzného ložiska se skládá z kontroly měrného tlaku a součinitele  $p \cdot v$ .

Měrný tlak  $p$  působící na ložisko:

$$p = \frac{R_{\max}}{l_{hp} \cdot d_{hp}} = \frac{R_{A1yz}}{l_{hp} \cdot d_{hp}} = p = \frac{7678,827}{37 \cdot 35} = 5,929 \text{ [MPa]} \quad (9.4)$$

$$p \leq p_D$$

$$5,929 \text{ [MPa]} \leq 20 \text{ [MPa]}$$

$R_{\max} = R_{A1yz} = 7678,827$  [N] je maximální reakce působící na hřídel

$l_{hp} = 37$  [mm] je úložná délka hřídele v kluzném ložisku

$d_{hp} = 35$  [mm] je průměr hřídele v pouzdru kluzného ložiska

$p_D = 20$  [MPa] je dovolený tlak na funkční plochu ložiska

Obvodová rychlost rotace:

$$v = \omega \cdot \frac{d_{hp}}{2} = \frac{\pi \cdot d_{hp} \cdot n}{60} \quad (9.5)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$v = \frac{\pi \cdot d_{hp} \cdot n}{60} = v = \frac{\pi \cdot 35 \cdot 30}{60} = 0,055 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$v \leq v_D \Rightarrow 0,055 \leq 10 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$n = 30 \text{ min}^{-1}$  jsou zvolené vstupní otáčky hřídele

Kontrola maximálního součinitele  $p \cdot v$ :

$$p \cdot v = 5,929 \cdot 0,055 = 0,326 \text{ [MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (9.6)$$

$$p \cdot v \leq (p \cdot v)_D$$

$$0,326 \text{ [MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \leq 2,5 \text{ [MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 10 Závěr

Dle zadání jsem nadimenzoval šroubový zvedák s kuželovým soukolím, který vyhovuje požadovanému zatížení 10 000 [kg] a velikosti zdvihu 250 [mm]. Při výpočtech jsem uvažoval minimální statickou bezpečnost všech prvků  $k_s=2$ , tím pádem jsou všechny části šroubového zvedáku předimenzovány. Síla vyvozená na páce, která je potřebná pro zdvihnutí břemene o maximálním zatížení, nepřesahuje velikost 300 [N]. Manipulace by tudíž neměla být namáhavá pro kteroukoliv osobu pracující s tímto zařízením.

Konstrukční řešení šroubového zvedáku se seznamem položek je doloženo v příloze včetně výrobního výkresu pastorku. Příloha navíc obsahuje grafické řešení ohybových a kroutících momentů a tabulku geometrických rozměrů kuželového soukolí.

## 11 Zdroje

### 11.1 Literatura

- (1) DEJL, Z.: Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů, VŠB–TU Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
- (2) KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací. Ostrava: VŠB–TU. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8
- (3) KALÁB, K.: Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku. Vysokoškolská příručka. Ostrava :VŠB-TU. 2009
- (4) KALÁB, K.: Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj. Vysokoškolská příručka. Ostrava :VŠB-TU. 2004
- (5) LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, Albra, Praha, 2006, ISBN 80-7361-033-7
- (6) NĚMČEK, M.: Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. 2. vyd. Ostrava: VŠB–TU. 2008. 114 s. ISBN 978-80-248-1782-8
- (7) HAVLÍK, J.: Výpočty a konstrukce strojních dílů. 2007. Dostupné z: <<http://www.347.vsb.cz>> [cit. 2010–05–11]
- (8) Druhy ráčen. Dostupné z: <<http://www.dobre-naradi.cz>> [cit. 2010–05–11]
- (9) Katalog zvedací techniky SIMPLEX. Dostupné z: <<http://www.tksimplex.com>> [cit. 2010–05–11]
- (10) Katalog ložisek SKF. Dostupné z: <<http://www.skf.com>> [cit. 2010–05–11]
- (11) Katalog kluzných ložisek. Dostupné z: <<http://www.loziska.com>> [cit. 2010–05–11]
- (12) Katalog hydraulických zvedáků. Dostupné z: <<http://www.hyjacks.com>> [cit. 2010–05–11]
- (13) Katalog pneumatických zvedáků. Dostupné z: <<http://www.alibaba.com>> [cit. 2010–05–11]

### 11.2 Software

- (14) © Němček, M.: ČSNw, [www.vsb.cz], VŠB–TU Ostrava, 2008
- (15) © Němček, M.: *Geometrie*, [www.vsb.cz], VŠB–TU Ostrava
- (16) © Němček, M.: *Modul*, [www.vsb.cz], VŠB–TU Ostrava

## 12 Seznam příloh

Příloha A	Návrh modulu
Příloha B	Tabulka geometrických rozměrů pastorku a kola
Příloha C	Pevnostní kontrola ozubení
Příloha D	Průběh ohybových a kroutících momentů na hřídeli I
Příloha E	Průběh ohybových a kroutících momentů na hřídeli II

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy šroubového zvedáku: BP-KSS-00

Výrobní výkres kuželového pastorku: BP-KSS-01

Seznam položek: BP-KSS-08

## Příloha A

### Návrh modulu ozubení kuželového soukolí

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4

© M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení

☐ Čelní
 ☒ Kuželové
 ☐ Hřeben

Virtuální kolo

☐ Na vnějším průměru
 ☒ Na středním průměru

$z_1$

17

$z_2$

52

$\beta_m$

0

[°]

$T_1$

132.8

[N·m]

$\Psi_m$

8.2

Help

Schéma

2

Vyber

$K_{H\beta}$

1.308

Help

$K_A$

1

Help

$\sigma_{Flimb}^0$

700

[MPa]

Vyber

$\sigma_{Hlim}^0$

1270

[MPa]

Vyber

$V_{HV}$

650

Vyber

Isk

Moduly

Konec

$m_n = 3.614$  [mm]

$b = 29.6$  [mm]

OHYB

$$m_{zm} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_{vm1}}{\Psi_{zm} \cdot z_{v1} \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$\Psi_{dvm1} = \frac{\Psi_m}{z_1} \cdot \frac{\cos \delta_1}{1 - 0.5 \cdot \Psi_L}$$

$$m_{zm} = \frac{d_{vm1}}{z_{v1}}$$

$$m_n = \frac{m_{zm}}{1 - 0.5 \cdot \Psi_L}$$

$m_{n\ ohyb} = 2.882$  [mm]

DOTYK

$$d_{vm1} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{vm1}}{\Psi_{dvm1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}$$

$$\Psi_{dvm1} = \frac{\Psi_m}{z_1} \cdot \frac{\cos \delta_1}{1 - 0.5 \cdot \Psi_L}$$

$$m_{zm} = \frac{d_{vm1}}{z_{v1}}$$

$$m_n = \frac{m_{zm}}{1 - 0.5 \cdot \Psi_L}$$

$m_{n\ dotyk} = 3.614$  [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>



## Příloha B

### Geometrie ozubení kuželového soukolí

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Kuželové		Kuželové
Převodový poměr	$u$	[-]		3.059	
Úhel os soukolí	$\Sigma$	[°]		90.00000	
Počet zubů	$z$	[-]	17		52
Čelní modul vnější	$m_t$	[mm]		4.000	
Čelní modul střední	$m_{tm}$	[mm]		3.452	
Úhel sklonu zubu střední	$\beta_m$	[°]		0	
Společná šířka kol	$b$	[mm]		30.000	
Délka povrchové přímky kužele	$L_e$	[mm]		109.417	
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.43631		-0.43631
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_t$	[mm]	1.74526		-1.74526
Součet jednotkových korekcí	$x_\Sigma$	[mm]		0	
Průměr vnější patní	$d_f$	[mm]	62.19297		203.93227
roztečný	$d$	[mm]	68.00000		208.00000
hlavový	$d_a$	[mm]	78.92168		209.40127
Průměr střední roztečný	$d_m$	[mm]	58.67783		179.48514
Průměr vnitřní hlavový	$d_{ai}$	[mm]	57.28283		151.98735
Tloušťka zubu na hlavě vnější	$s_a$	[mm]	1.82092		3.26810
Tloušťka zubu na hlavě vnitřní	$s_{ai}$	[mm]	1.32165		2.37205
Výška vnější paty	$h_f$	[mm]	3.05474		6.54526
hlavy	$h_a$	[mm]	5.74526		2.25474
zubu	$h$	[mm]	8.80000		8.80000
Úhel kužele patního	$\delta_f$	[°]	16.50457		68.47291
roztečného	$\delta$	[°]	18.10376		71.89624
hlavového	$\delta_a$	[°]	21.10949		73.07676
Poměr b/d	$\psi_d$	[-]	0.441		0.144
Poměr b/m	$\psi_m$	[-]		7.500	
Poměr b/ $L_e$	$\psi_L$	[-]		0.274	
Průmět roztečné šířky do osy kužele		[mm]	28.515		9.322
Počet zubů virtuálního kola	$z_v$	[-]	17.89		167.34
Průměr virtuální roztečný stř.	$d_{vm}$	[mm]	61.73395		577.60765
Úhel záběru čelní	$\alpha_{tw}$	[°]		20.00000	
Měrný skluz na patě		[-]	-1.22773		-1.22773
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.55111		0.55111
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.57223	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		1.57223	
Poměr b/ $d_{vm}$	$\psi_{dv}$	[-]	0.486		0.052
Počet zubů nástroje	$z_0$	[-]		54.708	
Převod mezi nástrojem a kolem		[-]	3.218		1.052
Poměrná výška hlavy profilu	$h_a^*$	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	$c^*$	[-]	0.20000		0.20000
Poměrný rádius paty profilu	$\rho_f^*$	[-]	0.30000		0.30000
Úhel profilu	$\alpha_n$	[°]		20.00000	

## Příloha C

### Pevnostní kontrola ozubení kuželového soukolí

ČSN 01 4686

verze 2.0

© M. Němček 2009

Úplný výpočet

Zjednodušený výpočet

Typ ozubení

☒ Vnější
 ☐ Vnitřní

Geometrie

Materiály

Zatížení

Rozměry

KHB

Součinitele

Tisk

Konec

Výpočet

OHYB

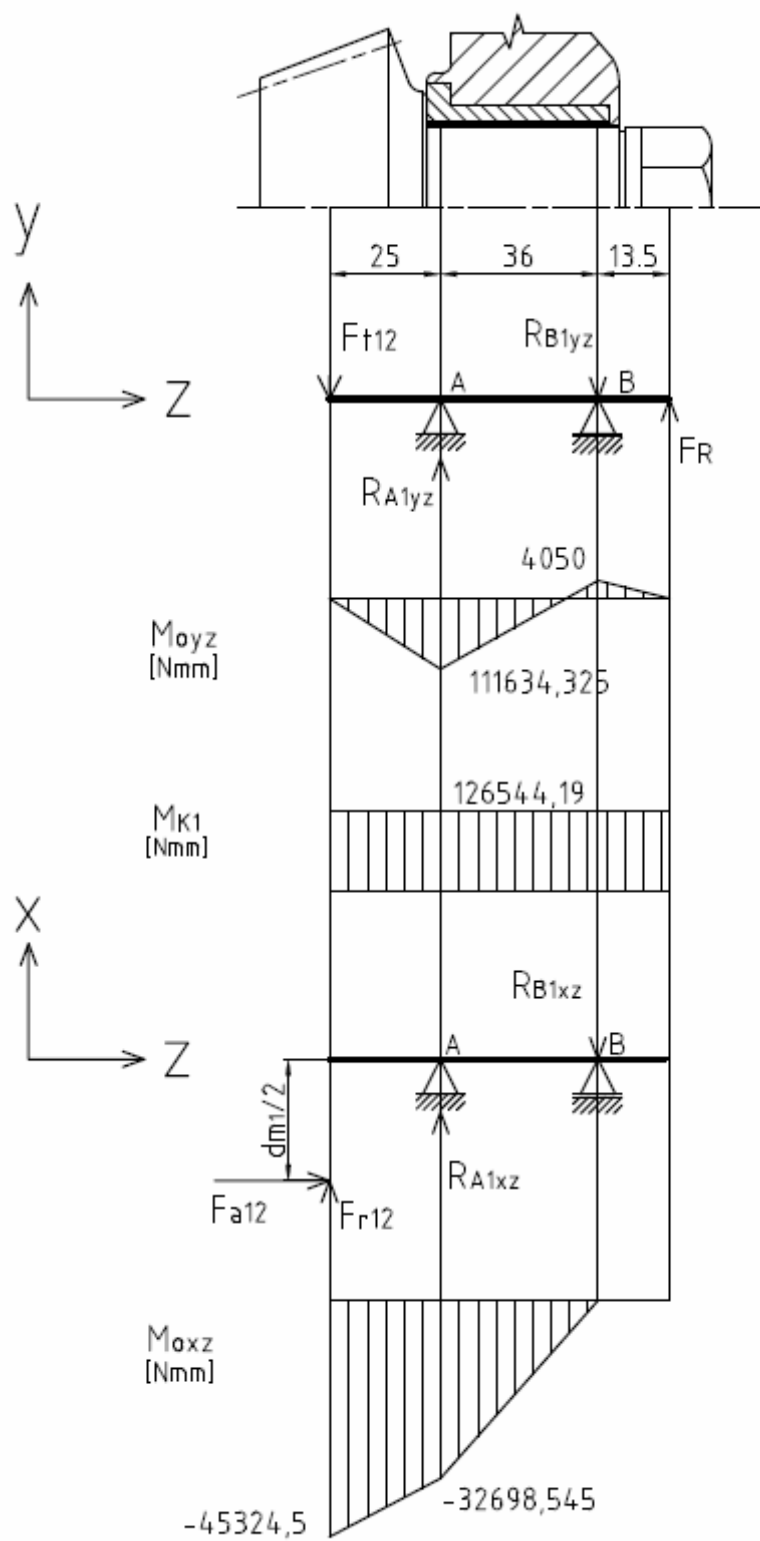
$\sigma_{F1} = 165.3$ 
 $\sigma_{F2} = 143.2$ 
 $\sigma_{FP1} = 700.0$ 
 $\sigma_{FP2} = 500.0$ 
 $S_{F1} = 4.236$ 
 $S_{F2} = 3.492$ 
 $\sigma_{Fmax1} = 165.3$ 
 $\sigma_{Fmax2} = 143.2$ 
 $\sigma_{FPmax1} = 1400.0$ 
 $\sigma_{FPmax2} = 1000.0$ 
 $K_F = 1.560$ 
 $K_{Fv} = 1.000$ 
 $K_{F\alpha} = 1.200$ 
 $K_{F\beta} = 1.300$ 
 $Y_\epsilon = 0.667$ 
 $Y_\beta = 1.000$ 
 $Y_{FS1} = 4.262$ 
 $Y_{FS2} = 3.692$ 
 $Y_{Fa1} = 2.904$ 
 $Y_{Fa2} = 2.141$ 
 $Y_{Sa1} = 1.468$ 
 $Y_{Sa2} = 1.724$

DOTYK

$\sigma_{H1} = 791.7$ 
 $\sigma_{H2} = 791.7$ 
 $\sigma_{HP1} = 1270.0$ 
 $\sigma_{HP2} = 1210.0$ 
 $S_{H1} = 1.604$ 
 $S_{H2} = 1.528$ 
 $\sigma_{Hmax1} = 791.7$ 
 $\sigma_{Hmax2} = 791.7$ 
 $\sigma_{HPmax1} = 2600.0$ 
 $\sigma_{HPmax2} = 2600.0$ 
 $\sigma_{H01} = 633.9$ 
 $\sigma_{H02} = 633.9$ 
 $K_H = 1.560$ 
 $K_{Hv} = 1.000$ 
 $K_{H\alpha} = 1.200$ 
 $K_{H\beta} = 1.300$ 
 $K_A = 1.000$ 
 $K_{A\delta} = 1.000$ 
 $Z_\epsilon = 0.873$ 
 $Z_H = 2.495$ 
 $Z_{R1} = 1.000$ 
 $Z_{R2} = 1.000$ 
 $Z_E = 191.646$ 
 $Z_\beta = 1.000$

## Příloha D

### Průběh ohybových a krutících momentů na Hřídli I



## Příloha E

### Průběh ohybových a krutících momentů na hřídeli II

